

EUROPEAN PATENT OFFICE

Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 10141241
PUBLICATION DATE : 26-05-98

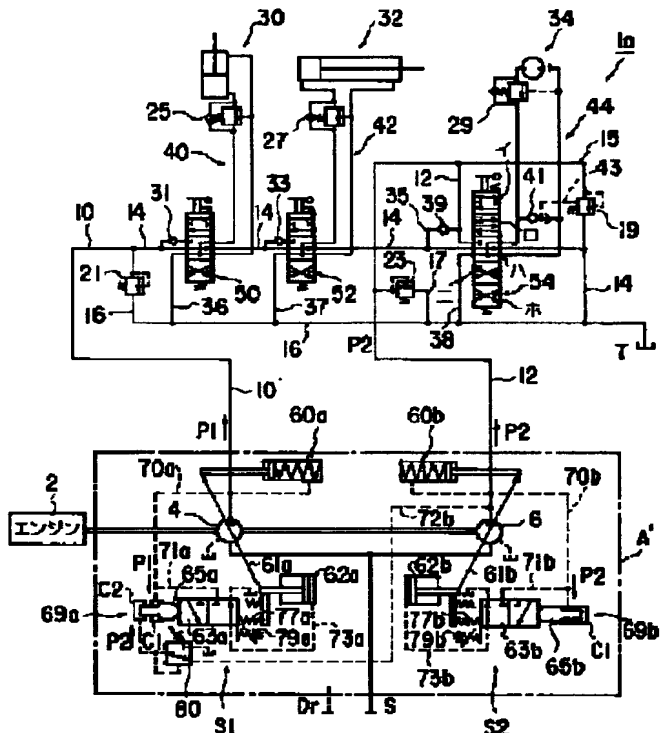
APPLICATION DATE : 14-11-96
APPLICATION NUMBER : 08303146

APPLICANT : KATO WORKS CO LTD;

INVENTOR : MUTO MISAO;

INT.CL. : F04B 49/06 F15B 11/00

TITLE : INPUT TORQUE CONTROL CIRCUIT
FOR VARIABLE DISPLACEMENT
PUMP



ABSTRACT : PROBLEM TO BE SOLVED: To provide an input torque control circuit for a variable displacement pump, for performing constant torque control by which a sudden change of the discharge amount of a pump can be prevented while effectively making use of engine output.

SOLUTION: An input torque control circuit A' of a variable displacement pump is provided with a first constant torque control means S1 for performing constant torque control of a first pump 4 by discharge pressure of the first pump 4 and discharge pressure of a second pump 6, and a second constant torque control means S2 for performing constant torque control of the second pump 6 by only discharge pressure of the second pump 6, the first constant torque control means S1 holds discharge pressure of the second pump 6 in starting of constant torque control when constant torque control is started by the second constant torque control means S2, and constant torque control of the first pump 4 is performed by the held pressure and discharge pressure of the first pump 4.

COPYRIGHT: (C)1998,JPO

THIS PAGE BLANK (USPTO)

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平10-141241

(43) 公開日 平成10年(1998) 5月26日

(51) Int.Cl.⁸

F 0 4 B 49/06

F 1 5 B 11/00

識別記号

3 4 1

F I

F 0 4 B 49/06

F 1 5 B 11/00

3 4 1 A

B

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号

特願平8-303146

(22) 出願日

平成8年(1996)11月14日

(71) 出願人 000140719

株式会社加藤製作所

東京都品川区東大井1丁目9番37号

(72) 発明者 武藤 操

千葉県野田市東金野井948-8

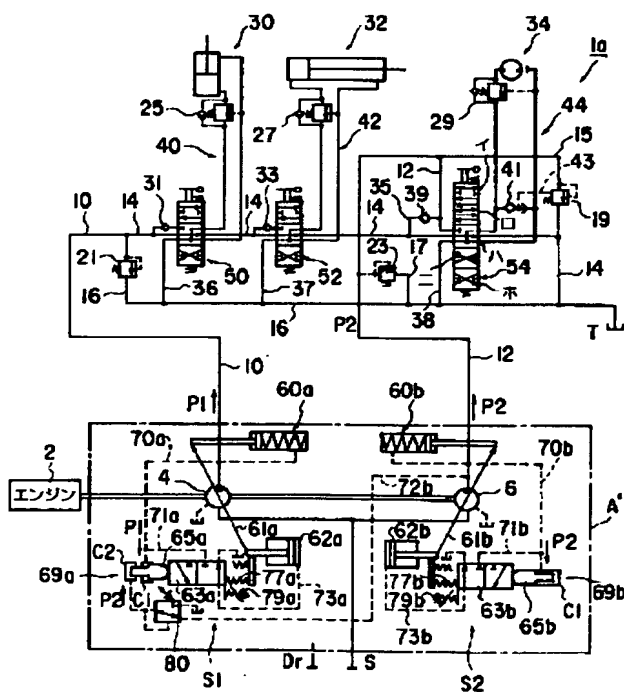
(74) 代理人 弁理士 鈴江 武彦 (外5名)

(54) 【発明の名称】 可変容量ポンプの入力トルク制御回路

(57) 【要約】

【課題】 エンジン出力を有効に利用しつつポンプの吐出量の急激な変化を防止し得る定トルク制御を行なう可変容量ポンプの入力トルク制御回路の提供を目的としている。

【解決手段】 本発明の可変容量ポンプの入力トルク制御回路A'は、第1のポンプ4の吐出圧と第2のポンプ6の吐出圧とによって第1のポンプ4の定トルク制御を行なう第1の定トルク制御手段S1と、第2のポンプ6の吐出圧のみによって第2のポンプ6の定トルク制御を行なう第2の定トルク制御手段S2とを備え、第1の定トルク制御手段S1は、第2の定トルク制御手段S2による定トルク制御が開始されると、この定トルク制御開始時における第2のポンプ6の吐出圧を保持し、この保持圧と第1のポンプ4の吐出圧とによって第1のポンプ4の定トルク制御を行なう。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 油圧によって作動する少なくとも1つのアクチュエータに接続された油圧回路に圧油を吐出す第1の可変容量ポンプと、

油圧によって作動する少なくとも1つのアクチュエータに接続された油圧回路に圧油を吐出す第2の可変容量ポンプと、

第1の可変容量ポンプの吐出圧のみを検知し、第1の可変容量ポンプの吐出圧が第1の設定値を越えると、第1の可変容量ポンプの吐出圧と吐出量との積である入力トルクがほぼ一定となるように第1の可変容量ポンプの吐出量を増減させる定トルク制御を行なう第1の定トルク制御手段と、

第1の可変容量ポンプの吐出圧と第2の可変容量ポンプの吐出圧とを検知し、第1の可変容量ポンプの吐出圧と第2の可変容量ポンプの吐出圧との和が第2の設定値を越えると、第1の可変容量ポンプの入力トルクと第2の可変容量ポンプの入力トルクとの和がほぼ一定となるように第2の可変容量ポンプの吐出量を増減させる定トルク制御を行なう第2の定トルク制御手段と、

を具備し、

前記第2の定トルク制御手段は、第1の定トルク制御手段による定トルク制御が開始されると、この定トルク制御開始時における第1の可変容量ポンプの吐出圧を保持し、この保持圧と第2の可変容量ポンプの吐出圧との和が第2の設定値を越えると、第1の可変容量ポンプの入力トルクと第2の可変容量ポンプの入力トルクとの和がほぼ一定となるように第2の可変容量ポンプの吐出量を増減させる定トルク制御を行なうことを特徴とする可変容量ポンプの入力トルク制御回路。

【請求項2】 前記第1および第2の設定値を変更する設定値可変手段を備えていることを特徴とする請求項1に記載の可変容量ポンプの入力トルク制御回路。

【発明の詳細な説明】**【0001】**

【発明の属する技術分野】本発明は、クレーン装置等にアクチュエータ駆動用として設けられた可変容量ポンプの入力トルクを制御するための入力トルク制御回路に関する。

【0002】

【従来の技術】一般に、圧油によってアクチュエータを作動させる場合には、アクチュエータの作動状態やアクチュエータにかかる負荷の変動に対応するため、アクチュエータ駆動用として可変容量ポンプが使用される。

【0003】例えばクレーン装置のように、油圧シリンダや油圧モータ等の数多くのアクチュエータを駆動させる場合には、アクチュエータの数に応じて可変容量ポンプの個数も増大される。特に、1つのエンジンによって複数の可変容量ポンプを同時駆動させる例えばクレーン車の場合には、エンジンの過負荷等を防止するため、あ

る一定以上の負荷が生じた場合に、ポンプの吐出圧の増大に伴ってポンプの吐出流量を減少させる制御が一般に行なわれる。

【0004】ところで、1つのエンジンによって複数の可変容量ポンプを同時駆動させる場合には、エンジン出力を有効に利用することが必要である。すなわち、一方のポンプにかかる負荷が小さい場合には、他方のポンプに多くの負荷をかけられるようにすることが必要である。その一例を図8に示す。

【0005】図8は、クレーン装置の各アクチュエータを作動させるための油圧回路1の従来例を示している。なお、この回路1は後述する本発明の一実施形態に係る油圧回路1aの基本をなすものであるため、以下、詳細に説明することとする。

【0006】図示のように、油圧回路1は、1つのエンジン2によって同時駆動される同等の2つの可変容量ポンプ（アキシャルプランジャポンプ）4、6の吐出量（入力トルク）を制御するための制御回路Aを有している。

【0007】第1ポンプ4は、その吸引側がタンクTに接続され、その吐出側が第1の吐出管路10に接続されている。また、第2ポンプ6は、その吸引側がタンクTに接続され、その吐出側が第2の吐出管路12に接続されている。第1の吐出管路10は、タンクTに通じる戻し管路16と、各種のアクチュエータ30、32、34のための作動油を流す供給管路14とに分岐している。なお、供給管路14は、下流側で戻し管路16に合流して、タンクTに連通している。また、戻し管路16にはリリーフ弁21が介装されている。

【0008】供給管路14には3つの方向切換弁50、52、54が介装されている。最も上流側に位置する第1の方向切換弁50は3方向3位置の方向切換弁であり、この第1の方向切換弁50には、クレーン装置のブームを起伏させる起伏シリンダ30を作動させるための作動回路40と、戻し管路16に接続する管路36と、供給管路14を通じて流れる圧油を逆止弁を介して作動回路40側に流すための流入管路31とが接続している。そして、この第1の方向切換弁50は、対応する操作レバーがニュートラルポジションにあるその中立位置では、供給管路14に流入する圧油の全て（あるいは作動回路40中の圧油）をその下流側（あるいは戻し管路16）に流すが、レバー操作によってその弁位置が切換えられ、供給管路14の下流側への圧油の流れを遮断し、流入管路31を作動回路40側に接続する。これにより、流入管路31の逆止弁のクラッキング圧を越えて立ち上がった圧油が流入管路31から作動回路40に流入し、また、作動回路40からの戻り油が管路36を通じて戻し管路16に吐き出される。

【0009】また、第1の方向切換弁50の下流側に位置する第2の方向切換弁52は3方向3位置の方向切換

弁であり、この第2の方向切換弁52には、クレーン装置のブームを伸縮させる伸縮シリンダ32を作動させるための作動回路42と、戻し管路16に接続する管路37と、第1の方向切換弁50を介して流れる供給管路14中の圧油を逆止弁を介して作動回路42側に流すための流入管路33とが接続している。そして、この第2の方向切換弁52は、対応する操作レバーがニュートラルポジションにあるその中立位置では、第1の方向切換弁50を介して流れる供給管路14中の圧油の全て（あるいは作動回路42中の圧油）をその下流側（あるいは戻し管路16）に流すが、レバー操作によってその弁位置が切換えられると、供給管路14の下流側への圧油の流れを遮断し、流入管路33を作動回路42側に接続する。これにより、流入管路33の逆止弁のクラッキング圧を越えて立ち上がった圧油が流入管路33から作動回路42に流入し、また、作動回路42からの戻り油が管路37を通じて戻し管路16に吐き出される。

【0010】また、第2の方向切換弁52の下流側に位置する第3の方向切換弁54は3方向5位置の方向切換弁であり、この第3の方向切換弁54には、第2の吐出管路12と、クレーン装置のウインチを駆動させる油圧モータ34を作動させるための作動回路44と、戻し管路16に接続する管路38とが接続している。また、第1および第2の方向切換弁50、52を介して流れる供給管路14中の圧油を逆止弁39を介して作動回路44側に流すための流入管路35が第2の吐出管路12に接続している。

【0011】この第3の方向切換弁54は、対応する操作レバーがニュートラルポジションにあるその中立位置では、第1および第2の方向切換弁50、52を介して流れる供給管路14中の圧油（シリンダ30、32の作動時はその余剰油）の全て（あるいは作動回路44中の圧油）をその下流側（あるいは戻し管路16）に流すが、レバー操作によってその弁位置が中間位置口、ニに向かって切換えられると、供給管路14の下流側への圧油の流れを確保した状態で、第2の吐出管路12を作動回路44側に接続し始める。さらに、第3の方向切換弁54は、その弁位置が中間位置口、ニから終端位置イ、ホへ向かって切換えられると、第2の吐出管路12の作動回路44側への接続を維持した状態で、供給管路14の下流側への圧油の流れを絞り始める。そして、供給管路14の下流側への圧油の流れが絞られることによって、第1および第2の方向切換弁50、52を介して流れる供給管路14中の圧油の圧力が立ち上がって第2の吐出管路12内の圧力に達すると、供給管路14中の圧油が流入管路35の逆止弁39を介して第2の吐出管路12内に流れ込んで合流し、供給管路14側からの圧油と第2の吐出管路12中の圧油の両者が作動回路44側に流れるようになる。

【0012】なお、終端位置イ、ホでは、供給管路14

の下流側への圧油の流れが方向切換弁54によって完全に遮断され、第1および第2の方向切換弁50、52を介して流れる供給管路14中の圧油の全てが第2の吐出管路12に流れる。また、作動回路44からの戻り油は管路38を通じて戻し管路16に吐き出される。

【0013】また、第2の吐出管路12は、その上流側が、リリーフ弁23を有する第1のリリーフ管路17を介して戻し管路16に接続され、その下流側が、圧力補償用流量調整弁19を有する第2のリリーフ管路15を介して第3の方向切換弁54の下流側の供給管路14の部位（あるいは戻し管路16）に接続されている。この場合、圧力補償用流量調整弁19は、第2の吐出管路12内圧と作動回路44内圧との差圧が一定となるように第2の吐出管路12内の圧油をタンクTに逃がすとともに、無負荷状態における第2の吐出管路12内圧を所定値に維持して、第2の吐出管路12と作動回路44との接続時における作動圧の瞬時の立上がりには寄与する。具体的には、シャトル弁41の2つの入口側が、作動回路44を構成する油圧モータ34の両側の管路にそれぞれ接続され、シャトル弁41の出口側が、パイロット管路43を介して圧力補償用流量調整弁19のパイロット圧ポートに接続されている。したがって、圧力補償用流量調整弁19は、第3の方向切換弁54の開度に応じて、第2の吐出管路12中の余剰油をタンクTにブリードオフする。

【0014】なお、各作動回路40、42、44には、重力による落下を防止するため背圧を保持するカウンタバランス弁25、27、29が設けられている。一方、2つの可変容量ポンプ4、6の吐出量（入力トルク）を制御するための制御回路Aは、ポンプ4、6の傾転角を独立に変化させる傾転角可変装置S1、S2を有している。ポンプ4（6）の傾転角を変化させる傾転角可変装置S1（S2）は、バネによって付勢されるロッドを介してポンプ4（6）の傾転盤61a（61b）をその傾転角が最大（吐出量が最大）となるように常時付勢する第1のシリンダ装置60a（60b）の付勢力に抗して傾転盤61a（61b）を動作させてポンプ4（6）の傾転角を減少させるロッドを有する第2のシリンダ装置62a（62b）と、可変バネ79a（79b）のバネ力に抗して動作するピストンユニット69a（69b）の段付きピストン65a（65b）からの押圧力と第2のシリンダ装置62a（62b）のロッドの伸縮動作に伴って変化するバネ77a（77b）のバネ力とを受けてその弁位置が切換えられる制御弁63a（63b）とを備えている。第1ポンプの吐出圧P1は、パイロット圧管路70aを介してピストンユニット69aの第1のパイロットポートC1に導入されて段付きピストン65aの第1の受圧面に作用するとともに、パイロット圧管路72aを介してピストンユニット69bの第2のパイロットポ

ートC 2に導入されてピストン65bの第2の受圧面に作用するようになっている。また、パイロット圧管路70aに作用するパイロット圧P1は、分岐管路71aから制御弁63aを介してパイロット圧管路73aに導入され、このパイロット圧管路73aを介して第2のシリンダ装置62aのヘッド側に導入されるようになっている。

【0015】また、第2ポンプの吐出圧P2は、パイロット圧管路70bを介してピストンユニット69bの第1のパイロットポートC1に導入されて段付きピストン65bの第1の受圧面に作用するとともに、パイロット圧管路72bを介してピストンユニット69aの第2のパイロットポートC2に導入されて段付きピストン65aの第2の受圧面に作用するようになっている。また、パイロット圧管路70bに作用するパイロット圧P2は、分岐管路71bから制御弁63bを介してパイロット圧管路73bに導入され、このパイロット圧管路73bを介して第2のシリンダ装置62bのヘッド側に導入されるようになっている。

【0016】以上のような構成の制御回路Aは、各傾転角可変装置S1、S2に両方のポンプ4、6の吐出圧P1、P2を導くことにより、吐出圧P1と吐出圧P2との和が所定の値（以下、これを定トルク制御開始設定値という）に達すると、（ポンプの吐出圧）×（ポンプ1回転当たりの吐出量）＝（入力トルク）がほぼ一定となるように各ポンプ4、6の吐出量を制御する定トルク制御を行なう。すなわち、各傾転角可変装置S1（S2）は、対応するポンプ4（6）の吐出圧のみならず相手側のポンプ6（4）の吐出圧をも検知（いわゆるクロスセンシング）することにより、所定の条件下で、両ポンプ4、6の入力トルクの和がほぼ一定となるように、対応するポンプ4（6）の吐出量を制御する。

【0017】これについて第2ポンプ6を例にとって説明すると、例えば、第2ポンプ6の傾転角が最大（すなわち吐出量が最大）の状態、負荷等により第1および第2ポンプ4、6の少なくともいずれか一方の吐出圧が上昇すると、ピストンユニット69bのポートC1、C2に導入された各ポンプ4、6の吐出圧（パイロット圧）P1、P2に伴うピストン65bの押圧力が増大する。そして、この押圧力が可変バネ79bにより設定された値を越える（すなわち、吐出圧P1と吐出圧P2との和が定トルク制御開始設定値を越える）と、制御弁63bの弁位置が切換えられて、パイロット圧管路71bとパイロット圧管路73bとが接続され、第2ポンプ6の吐出圧（パイロット圧）P2が第2のシリンダ装置62bに作用する。

【0018】第2のシリンダ装置62bに作用するパイロット圧P2は第2のシリンダ装置62bのロッドを伸長させ（シリンダ装置60bの受圧面積に対してシリンダ装置62bの受圧面積を大きくしてあるため）、これ

により、第2ポンプ6の傾転角（吐出量）が減少し始める（定トルク制御が開始される）。これにより、バネ77bが撓められていき、このバネ力と可変バネ79bのバネ力との和がピストン65bの押圧力に釣り合うと制御弁63bの弁位置は戻されシリンダの概ね中間位置でバランスし、第2ポンプ6の傾転角位置がその位置で保持される（定トルク制御が停止される）。その後は、傾転角可変装置S2を構成するこれら構成要素間の力のバランスの崩れ（圧力P1、P2の変化）によって、第2ポンプ6の傾転角が増減される新たな定トルク制御が行なわれるか、あるいは、定トルク制御を外れて（制御弁63bが元の閉位置に切換わって）第2ポンプ6の吐出量が最大（傾転角が最大）に復帰される。無論、以上の動作は、第1ポンプ4側においても同様である。

【0019】このように、図8に示された制御回路Aは、各傾転角可変装置S1、S2に両方のポンプ4、6の吐出圧P1、P2を導くクロスセンシング方式を採用することにより、吐出圧P1と吐出圧P2との和が定トルク制御開始設定値に達する（パイロット圧P1、P2に伴うピストン65bの押圧力によって制御弁63bが切換えられ始める）までの間は、両方のポンプ4、6の吐出量を最大流量に確保して、エンジン出力を有効に利用する。すなわち、例えば一方のポンプ4の吐出圧P1が低く、したがってポンプ4の入力トルクが低い場合には、その分だけ他方のポンプ6の吐出圧P2が高くなっても、ポンプ6の流量を最大に確保して、ポンプ6の入力トルクを増大させることができる。つまり、一方のポンプにかかる負荷が小さい場合には、他方のポンプに多くの負荷をかけられる。そして、制御回路Aは、吐出圧P1と吐出圧P2との和が定トルク制御開始設定値に達すると、両ポンプ4、6の定トルク制御（吐出量制御）を同時に開始する。すなわち、ポンプ4、6の吐出圧の増減に伴ってポンプ4、6の吐出流量を変化させて、両ポンプ4、6の入力トルクの和をほぼ一定に保持し、エンジンの過負荷等を防止する。

【0020】ところで、最近のクレーン車などでは、エンジンがアイドリング状態にある時でも、各アクチュエータの作動を確保することができるようになっている。そして、こうした場合でも、前述した定トルク制御を行なうことができるようにしている。図9にそのための回路構成が示されている。

【0021】すなわち、図9の回路は、各傾転角可変装置S1、S2のピストンユニット69a、69bにパイロット圧PSを作用させて定トルク制御開始設定値を変化させる機構を図8の回路構成に付加した構成となっており、アイドリング時（減馬力時）におけるポンプ4、6の小さい吐出圧でも定トルク制御を行なえるようになっている。

【0022】具体的には、各傾転角可変装置S1、S2のピストンユニット69a、69bが3つのパイロット

ポートC1、C2、C3を有しており、ポートC1、C2には前述したように各ポンプ4、6の吐出圧が導入され、ポートC3にはパイロット圧PSが導入されるようになっている。そして、エンジンがアイドリング状態にある時には、ピストンユニット69a、69bに導入されるパイロット圧P1、P2にパイロット圧PSを加算してやることで、ポンプ4、6の小さい吐出圧P1、P2でも、制御弁63a、63bを切換えるために必要なピストン65a、65bの押圧力が生じられるようにしている。つまり、定トルク制御開始設定値を下げ、ポンプ4、6の小さい吐出圧で制御弁63a、63bが切換わって定トルク制御が開始されるようにしている。

【0023】

【発明が解決しようとする課題】前述したように、クロスセンシング方式を採用した図8の回路構成では、吐出圧P1と吐出圧P2との和が定トルク制御開始設定値に達するまでの間は、両方のポンプ4、6の吐出量を最大流量に確保して、エンジン出力を有効に利用することができる。つまり、第1ポンプ4の吐出圧P1が低く、したがってポンプ4の入力トルクが低い場合には、その分だけ第2ポンプ6の吐出圧P2が高くなっても、ポンプ6の流量を最大に確保して、ポンプ6の入力トルクを増大させることができる。しかし、吐出圧P1と吐出圧P2との和が定トルク制御開始設定値に達すると、両ポンプ4、6の定トルク制御（吐出量制御）が同時に開始され、両方のポンプ4、6の吐出量が減少し始める。

【0024】したがって、このような制御形態では、特に、両方のポンプ4、6を使用してウインチを単独で操作する場合に、以下の状況下で、1つの問題が生じる。すなわち、順を追って説明すると、まず、ウインチを駆動させる油圧モータ34を作動させるために第3の方向切換弁54に対応する操作レバーを操作して方向切換弁54を中間位置口、二へ向かって切換える（無論、ウインチ単独操作であるため、方向切換弁50、52は中立位置に保持されている）と、図10の（a）に示すように、操作レバーのストロークに応じて、負荷の作用により第2ポンプの吐出圧P2が大きくなる。なお、この時の第2ポンプ6の吐出量は最大に確保されている。

【0025】そして、操作レバーのストロークがL1に達し、第3の方向切換弁54が中間位置口、二から終端位置イ、ホへ向かって切換えられると、第1および第2の方向切換弁50、52を介して流れる供給管路14中の圧油の圧力すなわち第1ポンプ4の吐出圧P1が立ち上がってくる。クロスセンシング方式では、この吐出圧P1の立ち上がりによって、各傾転角可変装置S1、S2のピストンユニット69a、69bに導入される吐出圧P1と吐出圧P2との和が定トルク制御開始設定値P_tに達する（この時の操作レバーのストロークをL2とする）場合があり、その場合には、定トルク制御が開始されて、両方のポンプ4、6の吐出量が減少し始める

（図10の（a）のPQ線図の曲線部Q参照）。

【0026】両方のポンプ4、6の吐出量が減少し始めると、ウインチモータ34の作動回路44に流れ込む圧油の量は第2ポンプ6の吐出量の減少に伴って減少するが、この定トルク制御開始時に第1ポンプ4の吐出圧P1が第2ポンプ6の吐出圧P2（ウインチ作動圧）に達していない場合には、供給管路14中の圧油が流入管路35の逆止弁39を介して第2の吐出管路12内に流れ込まないため、作動回路44への流量の落ち込みは非常に激しくなる（図10の（b）のR部参照）。すなわち、操作レバーのストロークが増していくにもかかわらず、ウインチモータ34への流量が急激に減り、ウインチモータ34の速度が急激に落ちてしまう。これは、非常な違和感を伴い、また、ショックも生じる。

【0027】なお、その後、操作レバーのさらなる操作によって供給管路14が絞られて、第1ポンプ4の吐出圧P1が第2ポンプ6の吐出圧P2（ウインチ作動圧）に達する（操作レバーのストロークがL3に達する）場合には、供給管路14中の圧油（第1ポンプ4からの圧油）が流入管路35の逆止弁39を介して第2の吐出管路12内に流れ込むため、ウインチモータ34の作動回路44に流れ込む圧油の量が上昇し始める（図10の（b）のU部参照）。

【0028】このように、図8のクロスセンシング方式の制御形態では、第1ポンプ4の吐出圧の上昇によって、第2ポンプ6側の定トルク制御が影響を受けてしまうため、前述した状況下においては、レバー操作の途中（弁位置口から弁位置イへの移行段階）で定トルク制御がなされてしまい、レバーを操作してもウインチモータ34への流量が減ってウインチモータ34の速度が落ちてしまうといった不具合が生じる。

【0029】また、図8のクロスセンシング方式による制御形態では、以下のような問題も生じる。図11は、図8のクロスセンシング方式において定トルク制御開始設定値P_tが300kgf/cm²に設定された場合を示しており、図11の（a）は第1ポンプ4の吐出圧と吐出量との関係を表したPQ線図であり、図11の（b）は第2ポンプ6の吐出圧と吐出量との関係を表したPQ線図である。なお、図中、一点鎖線は第2ポンプ6のみによってウインチを動作させた際（1ポンプ単独負荷時）の線図であり、実線は両方のポンプ4、6を使用してウインチを単独で操作した際（2ポンプ同時負荷時）の線図である。

【0030】図示のように、両方のポンプ4、6を使用してウインチを単独で操作する2ポンプ同時負荷時の場合、吐出圧P1と吐出圧P2との和が定トルク制御開始設定値である300kgf/cm²に達するまでの間は、両方のポンプ4、6の吐出量が最大流量に確保され、吐出圧P1と吐出圧P2との和が300kgf/cm²（P1=P2=150kgf/cm²…この2ポンプ同時負荷時の線図は、

第1ポンプ4からの圧油が第2ポンプ6からの圧油に合流した後に定トルク制御が行なわれた場合を示している（以下同様）に達すると、それ以後降は、両ポンプ4、6とも定トルク制御がなされ、両ポンプ4、6の入力トルクの和がほぼ一定に保持される（この場合、両ポンプ4、6の入力トルクは共に等しい）。

【0031】また、第2ポンプ6のみによってウインチを動作させる1ポンプ単独負荷時の場合も、吐出圧P1と吐出圧P2との和が300kgf/cm²に達するまでの間は、両方のポンプ4、6の吐出量が最大流量に確保される。しかし、吐出圧P1と吐出圧P2との和が300kgf/cm²に達する前のこの段階では、最大吐出量を確保できる吐出圧の範囲が相手側の吐出圧によって影響を受ける。すなわち、例えば第2ポンプ6の吐出圧が200kgf/cm²の場合、第1ポンプ4は、吐出圧が100kgf/cm²までの間では最大吐出量を確保して入力トルクを増大できるが、吐出圧が100kgf/cm²を越えると定トルク制御によって吐出量が減少されてしまう（図11の

(a)参照）。また、第1ポンプ4を100kgf/cm²で操作している時に、ウインチを負荷圧300kgf/cm²で操作し始める（第2ポンプ6の吐出圧が300kgf/cm²に達する）と、第1ポンプ4は、その流量が最大値からQ1まで急激に減少してしまうとともに、ウインチの操作が停止されると最大流量に急激に復帰される。これは、ウインチ作動回路44に作動圧の瞬時の立上がりに寄与する圧力補償用流量調整弁が設けられているためであり、ウインチの操作のON/OFFによって第2ポンプ6の吐出圧が瞬時に昇降されるためである。したがって、流量も瞬時に変化することとなり、非常に危険である。

【0032】なお、吐出圧P1と吐出圧P2との和が300kgf/cm²に達した後は、両ポンプ4、6の入力トルクの和がほぼ一定に保持されるが、やはり、その吐出量は相手側の吐出圧の影響を受けることとなる。

【0033】このように、図8のクロスセンシング方式の回路構成では、吐出量が相手側の吐出圧の影響を受けるため、エンジン出力を限られた範囲でしか有効に利用できない。特に、エンジン出力を有効に利用したい定トルク制御開始前は、最大吐出量を確保できる吐出圧の範囲が相手側の吐出圧によって影響を受けるため、最大流量を確保し得る吐出圧範囲が極めて小さい状況下では問題である。

【0034】また、図12は、図9のクロスセンシング方式において、エンジンがアイドリング状態（減馬力時）での定トルク制御開始設定値P_tを100kgf/cm²に設定し、アクチュエータを駆動させるためにエンジンを所定の回転数に保持する通常の状態（基本馬力時）での定トルク制御開始設定値P_tを300kgf/cm²に設定した場合を示しており、図12の(a)は第1ポンプ4の吐出圧と吐出量との関係を表したPQ線図であり、図

12の(b)は第2ポンプ6の吐出圧と吐出量との関係を表したPQ線図である。なお、図中、一点鎖線は1ポンプ単独負荷時の線図であり、実線は2ポンプ同時負荷時の線図である。また、定トルク制御時のポンプ4、6の合計入力トルクは図11の場合と同じである。

【0035】図11と比較すれば分かるように、図9のクロスセンシング方式では、減馬力時において、図8の回路構成の欠点がさらに浮き彫りになっている。例えば、第1ポンプ4を50kgf/cm²の負荷で操作中に、ウインチ側（第2ポンプ6側）を300kgf/cm²で操作すると、第1ポンプ4の吐出量が急激に減少してしまう。こうした不具合は、特にブームを伏せる場合に問題となる。

【0036】すなわち、ブームを伏せ動作させる際（ブーム起伏シリンダ30のロッドを収縮動作させる際）の伏せ圧は、ブームが長く負荷が大きい場合でも、比較的低い（カウンタバランス弁25を開ける程度のパイロット圧があれば良い）。そのため、基本馬力時には、第1ポンプ4の吐出量が減少してもそれほど問題にはならないが、減馬力時には、ウインチ側操作の瞬時の圧力変化で第1ポンプ4の吐出量が急激に減少すると、ブームの伏せ速度が急変するため、非常に危険となる。

【0037】本発明は上記事情に着目してなされたものであり、その目的とするところは、エンジン出力を有効に利用しつつポンプの吐出量の急激な変化を防止し得る定トルク制御を行なう可変容量ポンプの入力トルク制御回路を提供することにある。

【0038】

【課題を解決するための手段】前記課題を解決するために、本発明の可変容量ポンプの入力トルク制御回路は、油圧によって作動する少なくとも1つのアクチュエータに接続された油圧回路に圧油を吐出す第1の可変容量ポンプと、油圧によって作動する少なくとも1つのアクチュエータに接続された油圧回路に圧油を吐出す第2の可変容量ポンプと、第1の可変容量ポンプの吐出圧のみを検知し、第1の可変容量ポンプの吐出圧が第1の設定値を越えると、第1の可変容量ポンプの吐出圧と吐出量との積である入力トルクがほぼ一定となるように第1の可変容量ポンプの吐出量を増減させる定トルク制御を行なう第1の定トルク制御手段と、第1の可変容量ポンプの吐出圧と第2の可変容量ポンプの吐出圧とを検知し、第1の可変容量ポンプの吐出圧と第2の可変容量ポンプの吐出圧との和が第2の設定値を越えると、第1の可変容量ポンプの入力トルクと第2の可変容量ポンプの入力トルクとの和がほぼ一定となるように第2の可変容量ポンプの吐出量を増減させる定トルク制御を行なう第2の定トルク制御手段とを具備し、前記第2の定トルク制御手段は、第1の定トルク制御手段による定トルク制御が開始されると、この定トルク制御開始時における第1の可変容量ポンプの吐出圧を保持し、この保持圧と第2の可

変容量ポンプの吐出圧との和が第2の設定値を越えると、第1の変容量ポンプの入力トルクと第2の変容量ポンプの入力トルクとの和がほぼ一定となるように第2の変容量ポンプの吐出量を増減させる定トルク制御を行なうことを特徴とする。

【0039】

【発明の実施の形態】以下、図面を参照しながら本発明の実施形態について説明する。図1は本発明の第1の実施形態に係る油圧回路1aを示している。図示のように、油圧回路1aは、図8に示した回路構成において、パイロット圧管路72bの途中に減圧弁80を介挿するとともに、第2ポンプ6側の傾転角可変装置S2のピストンユニット69に第2ポンプ6の吐出圧P2のみを導くように制御回路A'を構成したものであり、その他の構成は図8と同一である。したがって、図8と同一部分については同一符号を付してその説明を省略する。

【0040】この構成では、ピストンユニット69bが1つのパイロットポートC1のみを有し、ピストン65bはパイロットポートC1に導入される第2ポンプ6の吐出圧P2のみによって作動される。したがって、図8の構成において設けられたパイロット圧管路72aは具備されていない。

【0041】また、傾転角可変装置S2は、第2ポンプ6の吐出圧P2が所定の値（以下、これを第2定トルク制御開始設定値という）に達すると、定トルク制御を行なう。すなわち、傾転角可変装置S2は、第2ポンプ6の吐出圧P2のみを検知することにより、吐出圧P2が第2定トルク制御開始設定値を越えると、第2ポンプ6の入力トルクがほぼ一定となるように第2ポンプ6の吐出量を制御する。具体的には、吐出圧P2に伴うピストン65bの押圧力が可変バネ79bのバネ力の設定値を越える（すなわち、吐出圧P2が第2定トルク制御開始設定値を越える）と、制御弁63bの弁位置が切換えられて、パイロット圧管路71bとパイロット圧管路73bとが接続され、第2ポンプ6の吐出圧（パイロット圧）P2が第2のシリンダ装置62bに作用する。これにより、第2ポンプ6の傾転角（吐出量）が減少し始める（定トルク制御が開始される）。

【0042】一方、傾転角可変装置S1は、第1ポンプ4の吐出圧P1と第2ポンプ6の吐出圧P2との和が所定の値（以下、これを第1定トルク制御開始設定値という）に達すると、定トルク制御を行なう。すなわち、傾転角可変装置S1は、第1ポンプ4の吐出圧P1と第2ポンプ6の吐出圧P2の両方を検知することにより、吐出圧P1と吐出圧P2との和が第1定トルク制御開始設定値を越えると、両ポンプ4、6の入力トルクの和がほぼ一定になるように、第1ポンプ4の吐出量を制御する。具体的には、吐出圧P1と吐出圧P2に伴うピストン65aの押圧力が可変バネ79aのバネ力の設定値を越える（すなわち、吐出圧P1と吐出圧P2との和が

第1定トルク制御開始設定値を越える）と、制御弁63aの弁位置が切換えられて、パイロット圧管路71aとパイロット圧管路73aとが接続され、第1ポンプ4の吐出圧（パイロット圧）P1が第2のシリンダ装置62aに作用する。これにより、第1ポンプ4の傾転角（吐出量）が減少し始める（定トルク制御が開始される）。

【0043】また、減圧弁80は、吐出圧P2が第2定トルク制御開始設定値になると、その弁位置を切換えて、パイロット圧管路72bを遮断するようになっていく。すなわち、減圧弁80は、吐出圧P2が第2定トルク制御開始設定値に達するまでは吐出圧P2をピストンユニット69aのポートC2に導くが、吐出圧P2が第2定トルク制御開始設定値に達すると、パイロット圧管路72bを遮断して減圧弁80の下流側のパイロット圧管路72b内圧を第2定トルク制御開始設定値に保持する。

【0044】以上のように、本実施形態の油圧管路1aは、第2ポンプ6の吐出圧P2のみをピストンユニット69bに導き、第2ポンプ6の定トルク制御を第1ポンプ4側のそれとは別個に行なうようになっている。つまり、第2ポンプ6の定トルク制御が第1ポンプ4の吐出圧P1の影響を受けない。

【0045】したがって、第2ポンプ6は、吐出圧P1とは無関係に、吐出圧P2が第2定トルク制御開始設定値に達するまでの間は、その吐出量が最大流量に確保される。一方、第1ポンプ4も、吐出圧P1と吐出圧P2との和が第1定トルク制御開始設定値に達するまでの間は、その吐出量が最大流量に確保される。なお、吐出圧P1と吐出圧P2との和が第1定トルク制御開始設定値に達するまでの間、第1ポンプ4側では、エンジン出力が有効に利用される。すなわち、例えば第2ポンプ6の吐出圧P2が低く、したがってポンプ6の入力トルクが低い場合には、その分だけ第1ポンプ4の吐出圧P1が高くなっても、ポンプ4の流量を最大に確保して、ポンプ4の入力トルクを増大させることができる。

【0046】また、第2ポンプ6は、吐出圧P1とは無関係に、吐出圧P2が第2定トルク制御開始設定値に達すると、定トルク制御（吐出量制御）が開始される。一方、第1ポンプ4も、吐出圧P1と吐出圧P2との和が第1定トルク制御開始設定値に達すると、定トルク制御（吐出量制御）が開始される。この場合、第1ポンプ4は、両ポンプ4、6の入力トルクの和がほぼ一定になるように、その吐出流量が制御される。

【0047】また、第2ポンプ6の定トルク制御が開始されると、減圧弁80によってパイロット圧管路72bが遮断されて減圧弁80の下流側のパイロット圧管路72b内圧が第2定トルク制御開始設定値に保持されるため、その後は、第1ポンプ4は自己の吐出圧P1のみによって定トルク制御が行なわれる。すなわち、第2ポンプ6がその定トルク制御中に吐出圧P2を増大させて

も、第1ポンプ4は、その影響を受けることなく、最大流量を確保し得る許容吐出圧を高めることができる。したがって、ポンプ4は、その入力トルクを増大させてエンジン出力を有効に利用することができる。

【0048】以上の作用効果を具体的に示したものが図2および図3である。図2は、図10の(a)と同じ状況下での流量特性を示すものである。図8のクロスセンシング方式の回路構成では、第3の方向切換弁54が中間位置口、ニから終端位置イ、ホへ向かって切換えられると、第1および第2の方向切換弁50、52を介して流れる供給管路14中の圧油の圧力すなわち第1ポンプ4の吐出圧P1の立ち上がりによって、各傾転角可変装置S1、S2のピストンユニット69a、69bに導入される吐出圧P1と吐出圧P2との和が定トルク制御開始設定値 P_0 に達する場合があります、その場合には、定トルク制御が開始されて、両方のポンプ4、6の吐出量が減少し始め(図10の(a)のPQ線図の曲線部Q参照)、図10の(b)に示したように、操作レバーのストロークが増していくにもかかわらず、ウインチモータ34への流量が減り、ウインチモータ34の速度が落ちてしまうといった不具合がある。

【0049】しかし、本実施形態の構成では、第1ポンプ4の吐出圧P1の上昇によって第2ポンプ6側の定トルク制御が影響を受けないため、方向切換弁54を中間位置口、ニから終端位置イ、ホに向かって切換えて第1ポンプ4の吐出圧P1を立たせても、この吐出圧P1の立ち上がりによって第2のポンプ6側の定トルク制御が開始されるといったことはない。したがって、図2に示すように、ウインチモータ34への流量が減り、ウインチモータ34の速度が落ちてしまうといったことがない。しかも、2ポンプ同時負荷時に利用できる最大流量は図8の構成の場合と同じである。

【0050】また、図8のクロスセンシング方式による制御形態では、第2ポンプ6のみによってウインチを動作させる1ポンプ単独負荷時の場合、図11に示したように、吐出圧P1と吐出圧P2との和が 300kgf/cm^2 に達する前の段階において、最大吐出量を確保できる吐出圧の範囲が相手側の吐出圧によって影響を受ける。また、吐出圧P1と吐出圧P2との和が 300kgf/cm^2 に達した後も、その吐出量が相手側の吐出圧の影響を受けることとなる。したがって、エンジン出力を限られた範囲でしか有効に利用できない。

【0051】これに対して本実施形態の構成は、第1ポンプ4側には両方の吐出圧P1、P2を導くが、第2ポンプ6側には自己圧P2のみを導いて、第2ポンプ6の定トルク制御を第1ポンプ4側のそれとは別個に行なうようにしている。したがって、第1ポンプ4側は、定トルク制御前の段階で最大吐出量を確保できる吐出圧の範囲が第2ポンプ6側の吐出圧によって影響を受け、また、定トルク制御後も、吐出量が第2ポンプ6側の吐出

圧の影響を受ける点で図8の構成と同様であるが、最大流量を確保し得る吐出圧の許容範囲が図8の構成に比べて広がる。

【0052】これについて図3を参照しながら具体的に説明する。なお、図3は、第1定トルク制御開始設定値 P_0 が 300kgf/cm^2 に設定され、第2定トルク制御開始設定値 P_0 が 150kgf/cm^2 に設定されており、また、両ポンプ4、6の入力トルクの和が図11の場合と同じに設定されている。

【0053】図3の(b)に示すように、第2ポンプ6は、吐出圧P1とは無関係に、吐出圧P2が第2定トルク制御開始設定値 P_0 に達するまでの間は、その吐出量が最大流量に確保される。また、図3の(a)に示すように、第1ポンプ4も、吐出圧P1と吐出圧P2との和が第1定トルク制御開始設定値 P_0 に達するまでの間は、その吐出量が最大流量に確保される。また、吐出圧P1と吐出圧P2との和が第1定トルク制御開始設定値 P_0 に達するまでの間、第1ポンプ4側では、エンジン出力が有効に利用される。すなわち、例えば第2ポンプ6の吐出圧P2が低く、したがってポンプ6の入力トルクが低い場合には、その分だけ第1ポンプ4の吐出圧P1が高くなっても、ポンプ4の流量を最大に確保して、ポンプ4の入力トルクを増大させることができる。

【0054】そして、ここで、重要な点は、第2ポンプ6が定トルク制御に入った $P_2 \geq 150\text{kgf/cm}^2$ の時には、減圧弁80によってパイロット圧管路72bが遮断されて減圧弁80の下流側のパイロット圧管路72b内圧が第2定トルク制御開始設定値に保持されるため、その後は、第1ポンプ4は、自己の吐出圧P1が 150kgf/cm^2 になるまで定トルク制御が行なわれず、その吐出量を最大に維持することができる。すなわち、第2ポンプ6がその定トルク制御中に吐出圧P2を増大させても、第1ポンプ4は、その影響を受けることなく、最大流量を確保し得る許容吐出圧を常に 150kgf/cm^2 に維持することができる。図11と比較すれば分かるように、 $P_2 \geq 150\text{kgf/cm}^2$ 時において第1ポンプ4が最大流量を確保し得る許容吐出圧(150kgf/cm^2)は図8の構成に比べて遥かに大きい。したがって、エンジン出力を有効に利用できる。

【0055】また、第2ポンプ6は、吐出圧P1とは無関係に、吐出圧P2が第2定トルク制御開始設定値 P_0 に達すると、定トルク制御(吐出量制御)が開始される。一方、第1ポンプ4も、吐出圧P1と吐出圧P2との和が第1定トルク制御開始設定値 P_0 に達すると、定トルク制御(吐出量制御)が開始される。この場合、第1ポンプ4は、両ポンプ4、6の入力トルクの和がほぼ一定になるように、その吐出流量が制御される。

【0056】図4は、本発明の第2の実施形態に係る油圧回路1bを示している。図示のように、油圧回路1bは、各傾転角可変装置S1、S2のピストンユニット6

9a, 69bにパイロット圧PSを作用させて第1および第2定トルク制御開始設定値を変化させる機構を図1の回路構成に付加した構成となっており、アイドリング時(減馬力時)におけるポンプ4, 6の小さい吐出圧でも定トルク制御を行なえるようになっている。なお、その他の構成は図1と同一であり、図1と同一部分については同一符号を付してその説明を省略する。

【0057】具体的には、傾転角可変装置S1のピストンユニット69aが3つのパイロットポートC1, C2, C3を有し、傾転角可変装置S2のピストンユニット69bが2つのパイロットポートC1, C3を有しており、ポートC1, C2には前述したように各ポンプ4, 6の吐出圧が導入され、ポートC3にはパイロット圧PSが導入されるようになっている。そして、エンジンがアイドリング状態にある時には、ピストンユニット69a, 69bに導入されるパイロット圧P1, P2にパイロット圧PSを加算してやることで、ポンプ4, 6の小さい吐出圧P1, P2でも、制御弁63a, 63bを切換えるために必要なピストン65a, 65bの押圧力が生起されるようにしている。つまり、第1および第2定トルク制御開始設定値を下げ、ポンプ4, 6の小さい吐出圧で制御弁63a, 63bが切換わって定トルク制御が開始されるようにしている。

【0058】また、この場合、第2定トルク制御開始設定値が下げられることに伴い、この低い第2定トルク制御開始設定値で減圧弁80が切換わらなければ、第2ポンプ6が定トルク制御に入った段階で第1ポンプ4の定トルク制御が第2ポンプの吐出圧の影響を受けることになってしまう。そのため、本構成では、減圧弁80にパイロット圧PSを作用させて減圧弁80の弁切換設定値を下げるための設定値可変機構82が設けられている。そして、アイドリング時(減馬力時)においては、パイロット圧PSによって下げられた第2定トルク制御開始設定値によって減圧弁80が遮断されるように設定値可変機構82を作動させて、第2ポンプP2が定トルク制御に入った状態で第2ポンプの吐出圧が上がっても、第1ポンプ4がその影響を受けないようにしている。これにより、第1ポンプ4はその最大流量を確保し得る許容吐出圧を高めることができ、その入力トルクを増大させてエンジン出力を有効に利用することができる。これを具体的に示したものが図5である。

【0059】図5は、エンジンがアイドリング状態(減馬力時)での第1定トルク制御開始設定値 P_a が 100 kgf/cm^2 、第2定トルク制御開始設定値 P_b が 50 kgf/cm^2 に設定され、アクチュエータを駆動させるためにエンジンを所定の回転数に保持する通常の状態(基本馬力時)での第1定トルク制御開始設定値 P_a が 300 kgf/cm^2 、第2定トルク制御開始設定値 P_b が 150 kgf/cm^2 に設定された場合を示しており、また、両ポンプ4, 6の入力トルクの和が図11の場合と同じに設定されて

いる。

【0060】図示のように、減馬力時においては、第2ポンプ6が定トルク制御に入った $P2 \geq 50\text{ kgf/cm}^2$ の時、減圧弁80によってパイロット圧管路72bが遮断されて減圧弁80の下流側のパイロット圧管路72b内圧が第2定トルク制御開始設定値に保持されるため、その後は、第1ポンプ4は、自己の吐出圧P1が 50 kgf/cm^2 になるまで定トルク制御が行なわれず、その吐出量を最大に維持することができる。すなわち、第2ポンプ6がその定トルク制御中に吐出圧P2を増大させても、第1ポンプ4は、その影響を受けることなく、最大流量を確保し得る許容吐出圧を常に 50 kgf/cm^2 に維持することができる。図12と比較すれば分かるように、 $P2 \geq 50\text{ kgf/cm}^2$ 時において第1ポンプ4が最大流量を確保し得る許容吐出圧(50 kgf/cm^2)は図9の構成に比べて遥かに大きい。したがって、エンジン出力を有効に利用できる。したがって、特にブームを伏せ動作させる際に生じる前述した従来の欠点を回避することができる。

【0061】図6および図7は、前述した第1および第2の実施形態における減圧弁80と同じ作用を別の手段によって達成し得る制御回路を示している。図6の

(a)の制御回路Bでは、パイロット圧管路72bに絞り84が設けられるとともに、絞り84の下流側でパイロット圧管路72bから分岐してタンクTに通じるパイロット管路にリリーフ弁83が設けられている。なお、他の構成は図1の制御回路Aと同一である。

【0062】この構成において、リリーフ弁83は、第2ポンプ6の吐出圧P2が第2定トルク制御開始設定値を越えると切換わってパイロット圧管路72b中の圧油をタンクTに逃がし、絞り84の下流側でパイロット圧管路72b内圧を常に第2定トルク制御開始設定値に維持する。したがって、第2ポンプ6の定トルク制御が開始されると、絞り84の下流側のパイロット圧管路72b内圧が第2定トルク制御開始設定値に保持されるため、その後は、第1ポンプ4は自己の吐出圧P1のみによって定トルク制御が行なわれる。すなわち、第2ポンプ6がその定トルク制御中に吐出圧P2を増大させても、第1ポンプ4は、その影響を受けることなく、最大流量を確保し得る許容吐出圧を高めることができる。したがって、ポンプ4は、その入力トルクを増大させてエンジン出力を有効に利用することができる。したがって、図1と同様の作用効果を得ることができる。

【0063】図6の(b)の制御回路Bは、各傾転角可変装置S1, S2のピストンユニット69a, 69bにパイロット圧PSを作用させて第1および第2定トルク制御開始設定値を変化させる機構を図6の(a)の回路構成に付加した構成となっており、リリーフ弁83にパイロット圧PSを作用させてリリーフ弁83の弁切換設定値を下げるための設定値可変機構82を有している。

なお、他の構成は図4の制御回路A¹と同一である。

【0064】この構成では、アイドル時（減馬力時）、パイロット圧PSによって下げられた第2定トルク制御開始設定値を越えるとリリーフ弁83によって圧油が逃げるように設定値可変機構82を作動させて、第2ポンプP2が定トルク制御に入った状態で第2ポンプの吐出圧が上がっても、第1ポンプ4がその影響を受けないようにする。これにより、第1ポンプ4はその最大流量を確保し得る許容吐出圧を高めることができ、その入力トルクを増大させてエンジン出力を有効に利用することができる。したがって、図4と同様の作用効果を得ることができる。

【0065】図7の(a)の制御回路Cでは、パイロット圧管路72bがピストンユニット69aのポートC2に接続されることなく（ピストンユニット69aにポートC2が設けられていない）絞り弁86を作動させるパイロット圧として導かれているとともに、第1ポンプ4の吐出圧P1は絞り85を介してピストンユニット69aのポートC1に接続される。また、絞り85の下流側でパイロット圧管路70aから分岐するパイロット管路が絞り弁86に接続されている。なお、他の構成は図1の制御回路A¹と同一である。

【0066】この構成において、絞り弁86は、第2ポンプ6の吐出圧P2が第2定トルク制御開始設定値に達する前の段階ではパイロット圧管路70aを絞り85を介してタンクTにも接続して、ピストンユニット69aに吐出圧P1が直接に作用しないようにしている。すなわち、第2ポンプ6の吐出圧P2が低い時には絞り弁86の開度は大きいため、ピストンユニット69aに作用する吐出圧P1の影響は小さく、第2ポンプ6の吐出圧P2が高くなると絞り弁86の開度は小さくなり、ピストンユニット69aに作用する吐出圧P1の影響は大きくなる。すなわち、例えば第2ポンプ6の吐出圧P2が低く、したがってポンプ6の入力トルクが低い場合には、その分だけ第1ポンプ4の吐出圧P1が高くなってもポンプ4の流量を最大に確保して、ポンプ4の入力トルクを増大させることができる。

【0067】また、絞り弁86は、第2ポンプ6の吐出圧P2が第2定トルク制御開始設定値に達すると完全に閉じられ、ピストンユニット69aに吐出圧P1がそのまま作用するようになる。すなわち、第2ポンプ6がその定トルク制御中に吐出圧P2を増大させても、第1ポンプ4は、その影響を受けることがなく、最大流量を確保し得る許容吐出圧を高めることができる。したがって、絞りによる絞り具合を適切に設定することによって、図1とほぼ同様の作用効果を得ることができる。

【0068】図7の(b)の制御回路Cは、各傾転角可変装置S1、S2のピストンユニット69a、69bにパイロット圧PSを作用させて第1および第2定トルク制御開始設定値を変化させる機構を図7の(a)の回路

構成に付加した構成となっており、絞り弁86にパイロット圧PSを作用させて絞り弁86の弁切換設定値を下げるための設定値可変機構82を有している。なお、他の構成は図4の制御回路A¹と同一である。したがって、絞りによる絞り具合を適切に設定することによって、図4とほぼ同様の作用効果を得ることができる。

【0069】なお、上記実施形態のうち、設定値可変機構82によって定トルク制御開始設定値を変化させる構成では、基本馬力線図に対してパイロット圧PSを与えて定トルク制御開始設定値を下げる減馬力制御について説明したが、これに限らず、基本馬力線図を低く設定し、パイロット圧PSを与えることにより定トルク制御開始設定値を上げる増馬力制御でも同様のことが可能である。

【0070】

【発明の効果】以上説明したように、本発明の可変容量ポンプの入力トルク制御回路によれば、エンジン出力を有効に利用しつつポンプの吐出量の急激な変化を防止し得る定トルク制御を行なうことができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施形態に係る油圧回路の回路図である。

【図2】図1の油圧回路の流量特性を示す図である。

【図3】図1の油圧回路の2つのポンプのPQ線図である。

【図4】本発明の第2の実施形態に係る油圧回路の構成図である。

【図5】図4の油圧回路の2つのポンプのPQ線図である。

【図6】(a)は図1の油圧回路の制御回路の第1の変形例を示す回路図、(b)は図4の油圧回路の制御回路の第1の変形例を示す回路図である。

【図7】(a)は図1の油圧回路の制御回路の第2の変形例を示す回路図、(b)は図4の油圧回路の制御回路の第2の変形例を示す回路図である。

【図8】クロスセンシング方式の従来の油圧回路の第1の例を示す回路図である。

【図9】クロスセンシング方式の従来の油圧回路の第2の例を示す回路図である。

【図10】図8の油圧回路の流量特性等を示す図である。

【図11】図8の油圧回路の2つのポンプのPQ線図である。

【図12】図9の油圧回路の2つのポンプのPQ線図である。

【符号の説明】

1a、1b…油圧回路

A¹、B、C…制御回路

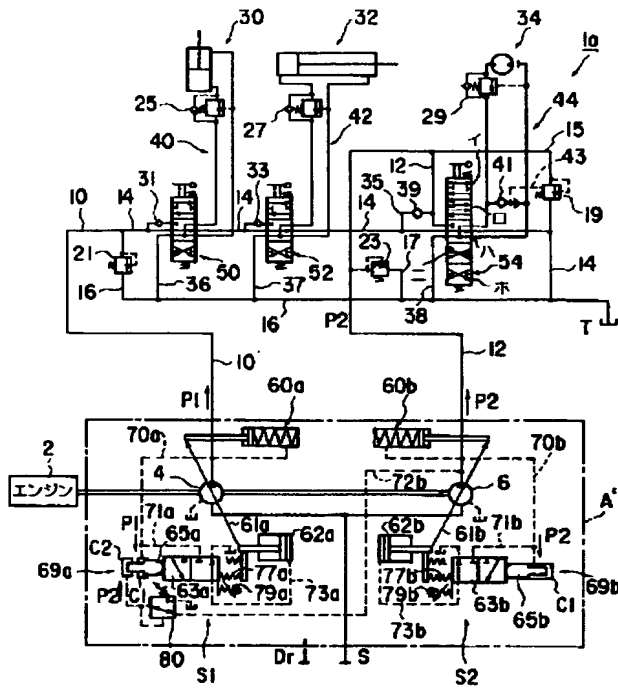
4…第1ポンプ（第2の可変容量ポンプ）

6…第2ポンプ（第1の可変容量ポンプ）

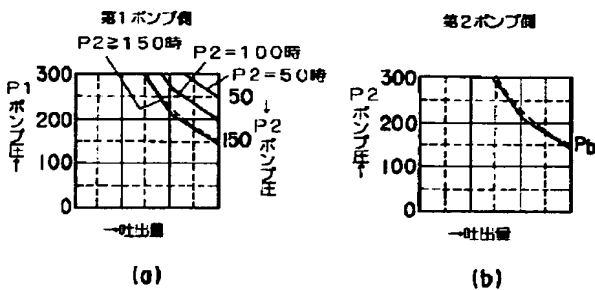
S1…傾転角可変装置(第2の定トルク制御手段)
S2…傾転角可変装置(第1の定トルク制御手段)

S0…減圧弁

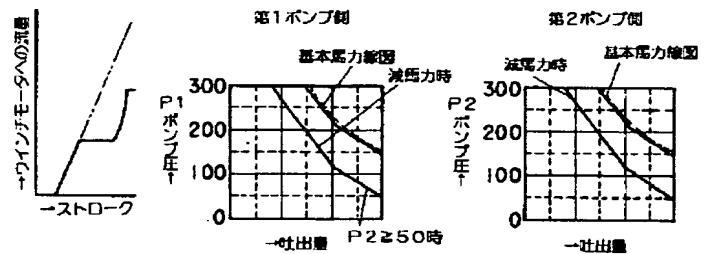
【図1】



【図3】

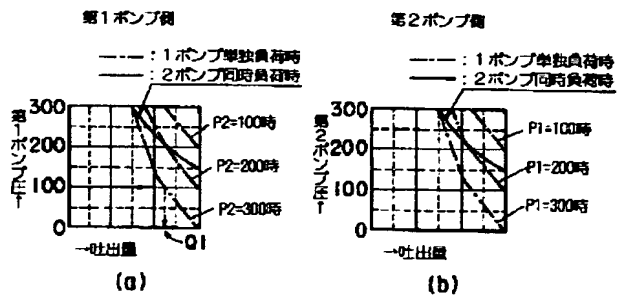


【図2】

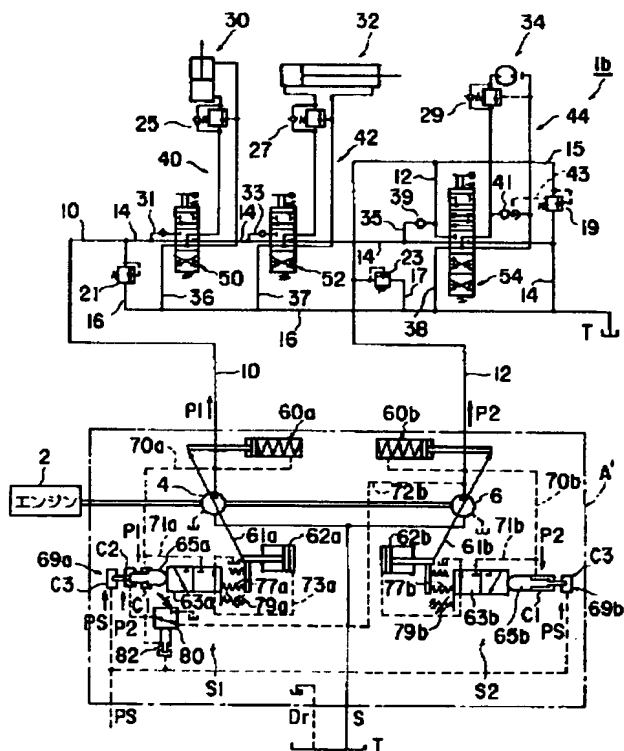


【図5】

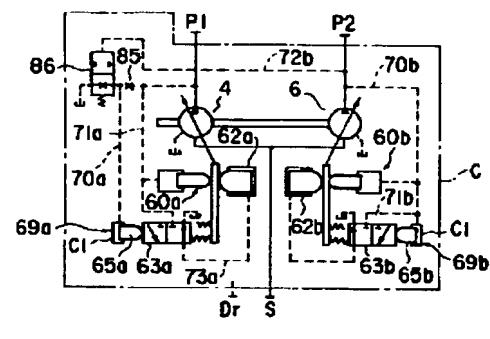
【図11】



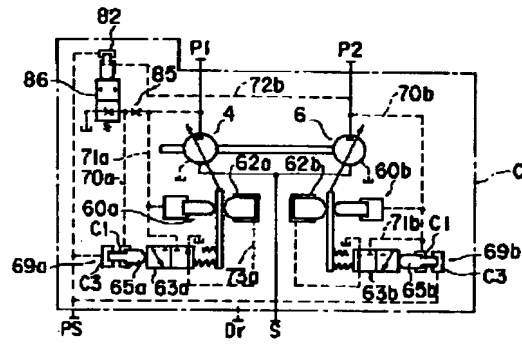
【図4】



【図7】

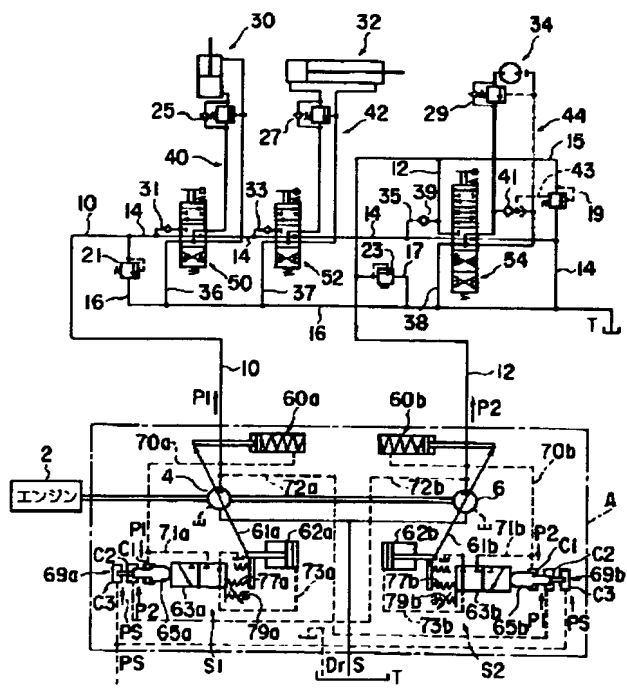


(a)

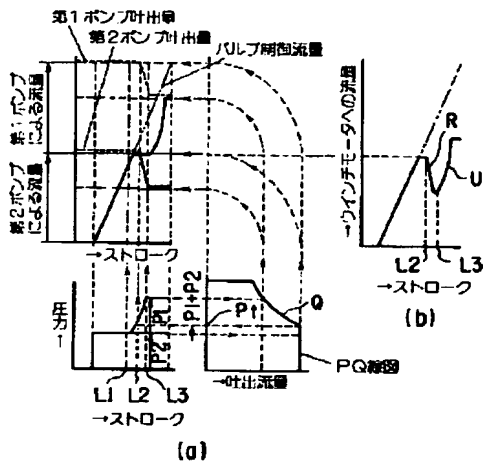


(b)

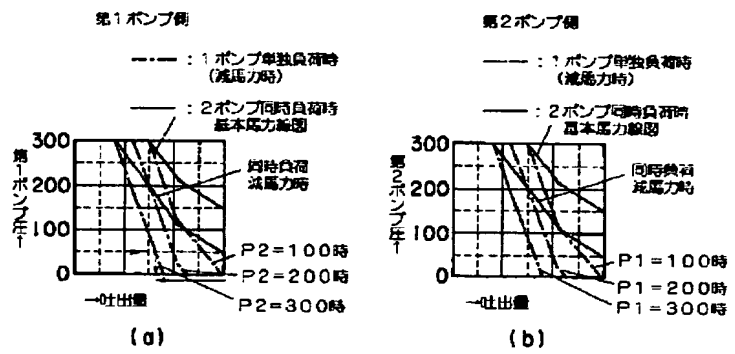
【図9】



【図10】



【図12】



THIS PAGE BLANK (USPTO)